



## SYMPOSIUM 1980 TOKYO

### INFLUENCE DE LA RUGOSITE SUR LE RENDEMENT D'UN MODELE REDUIT DE TURBINE FRANCIS

P. Henry

Ecole Polytechnique  
Fédérale de Lausanne  
Suisse

#### Summary

Le travail présenté décrit une série d'essais d'un modèle réduit de turbine Francis, destinés à mettre en évidence l'influence de la rugosité du modèle sur le rendement. L'influence du nombre de Reynolds est également étudiée.

Les résultats montrent que les rugosités admissibles selon Schlichting, Fukuda, Fay sont trop élevées. Des écarts de rendement importants ont été mesurés en modifiant la rugosité du modèle ( $R_a = 4 \mu\text{m}$  et  $R_a = 0,4 \mu\text{m}$ ), malgré que ces valeurs soient nettement inférieures à la rugosité considérée comme admissible, pour une surface hydrauliquement lisse.

#### Résumé

The present paper is based on a serie of tests effected on a Francis turbine model. These tests were conducted to put in evidence the influence of roughness on the turbine efficiency. The change of efficiency due to variations of the Reynolds number was also considered.

The results show that the admissible roughness as per Schlichting, Fukuda, Fay, is too high. Important differences of efficiencies have been measured for the values ( $R_a = 4 \mu\text{m}$  and  $R_a = 0,4 \mu\text{m}$ ), which are considered lower than those admitted for a hydraulically smooth model.

# 1. Liste des symboles

$\psi_{1e} = \frac{2gH}{(R_{1e} \cdot N)^2}$	(-)	chiffre d'énergie hydraulique
$\phi_{1e} = \frac{\dot{V}/\pi R_{1e}^2}{R_{1e} \cdot N}$	(-)	chiffre de débit
$v = \frac{N\sqrt{V}/\pi}{(2gH)^{3/4}}$	(-)	chiffre de vitesse
$\eta_i = \frac{\dot{E}_i}{\dot{E}}$	(-)	rendement interne de la turbine
C (m/s)		vitesse absolue
$\dot{E}$ (W)		puissance hydraulique
$\dot{E}_i$ (W)		puissance mécanique de la roue (interne, à l'accouplement de la roue)
g (m/s <sup>2</sup> )		accélération terrestre
gH (J/kg)		énergie hydraulique massique fournie à la turbine
H (J/N)		énergie hydraulique par unité de poids
k (m)		rugosité technique
$k_s$ (m)		rugosité au sable
N (rad/s)		vitesse angulaire
$R_{1e}$ (m)		rayon de sortie de la roue motrice
$R_a$ (m)		rugosité moyenne arithmétique
$R_{max}$ (m)		profondeur maximale de rugosité
$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /s)		débit-volume
Z (m <sup>2</sup> /s)		viscosité cinématique
indice $\lambda$		point de fonctionnement correspondant au rendement maximal



## 2. Introduction

L'influence de la rugosité sur le rendement et les caractéristiques ( $\psi_{Te} = f(\phi_{Te})$ ) des machines hydrauliques est un sujet que de nombreux auteurs ont étudié. En effet, la connaissance de l'influence de la rugosité sur le rendement des modèles d'essai est importante pour l'étude des formules de valorisation permettant de calculer le rendement du prototype à partir des résultats d'essais sur modèle réduit.

Durant les dix dernières années, le rendement des machines hydrauliques s'est fortement amélioré et de grands progrès ont été accomplis dans l'exécution des modèles réduits. Dans ces conditions il nous a semblé intéressant de mesurer les performances d'un modèle de turbine FRANCIS en modifiant successivement la rugosité des diverses parties du modèle (bâche - entretoises et distributeur - roue - diffuseur). Le nombre de Reynolds a également été modifié en utilisant deux chutes d'essai ( $H = 5$  m et  $H = 10$  m).

## 3. Modèle d'essai

Ce modèle a été dessiné et réalisé entièrement par l'Institut de Machines Hydrauliques (IMH). Il s'agit d'une turbine FRANCIS de vitesse spécifique  $v_n = 0,500$ , et d'un rayon de sortie roue  $R_{Te} = 0,200$  m. La figure 1 donne une coupe du modèle.

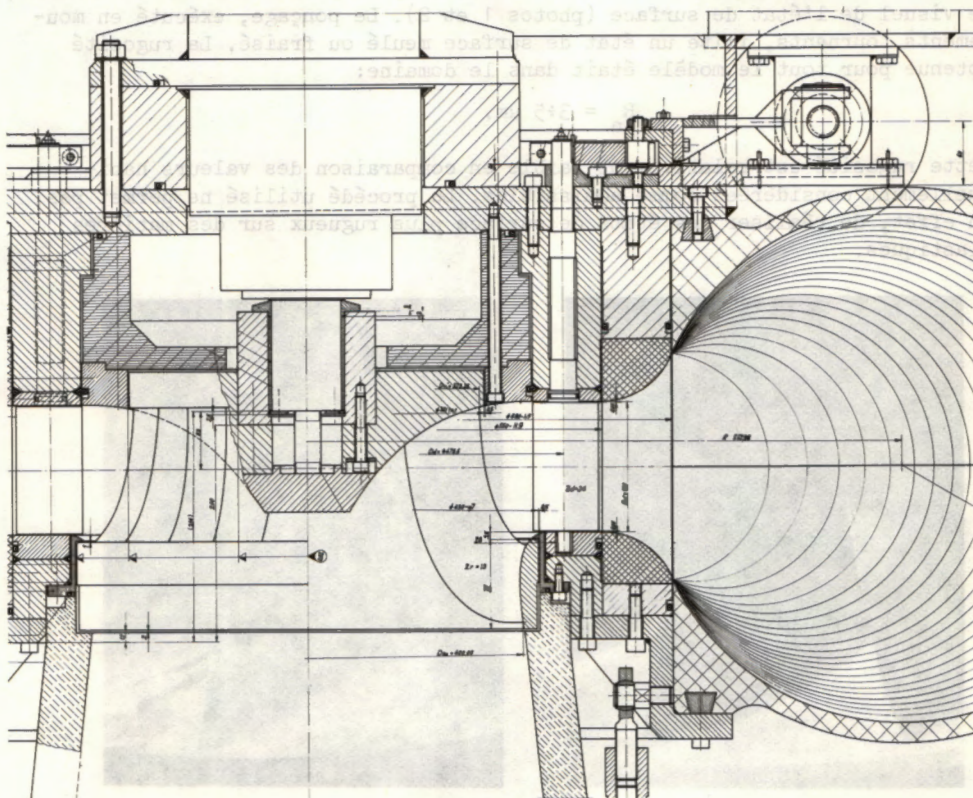


Figure 1



Les matériaux utilisés sont les suivants:

bâche spirale:	résine époxyde armée de fibre de verre
entretoises (avant-distributeur)	
aubes et flasques:	acier inoxydable
distributeur:	résine époxyde armée de fibre de verre
roue:	résine époxyde armée de fibre de carbone
diffuseur:	cône: plexiglas
	coude et trompette: résine époxyde armée de fibre de verre.

Tous les éléments en résine armée ont été exécutés avec des moules possédant un très bon état de surface. Ils n'ont ensuite subi qu'un léger polissage après démoulage. La rugosité mesurée était comprise entre  $R_a = 0,3$  et  $0,5 \mu m$ .

Les passages hydrauliques du modèle d'essai ont été ensuite rendus rugueux, par un ponçage manuel à la toile d'émeri, de manière à changer le moins possible les dimensions. On a appliqué une mince couche de peinture sur la roue avant le ponçage, d'une part pour éviter une attaque trop prononcée de la couche de surface de l'aube et d'autre part pour faciliter le contrôle visuel de l'état de surface (photos 1 et 2). Le ponçage, exécuté en mouvements tournants, imite un état de surface meulé ou fraisé. La rugosité obtenue pour tout le modèle était dans le domaine:

$$R_a = 3+5 \mu m.$$

Cette rugosité est relativement faible en comparaison des valeurs habituellement considérées comme admissibles. Le procédé utilisé ne permet pas, en effet, de réaliser des états de surface plus rugueux sur des matières plastiques.

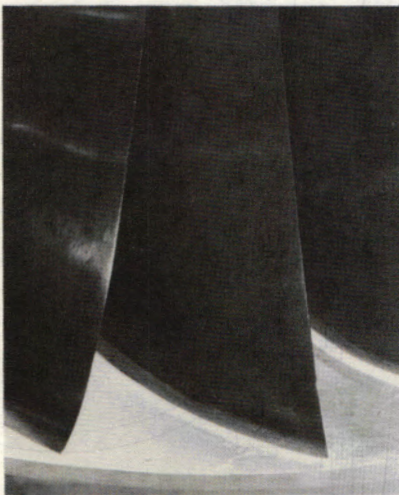


Photo 1



Photo 2



#### 4. Installation d'essai

Les essais ont été effectués sur le stand d'essai universel de l'IMH.

Les écarts de rendement et de caractéristiques étant faibles pour des essais du type de ceux entrepris dans cette étude, l'instrumentation de mesure doit présenter une très haute précision. En outre, il est nécessaire de procéder à de fréquents étalonnages de tous les instruments pour corriger d'éventuelles dérives. L'installation d'essai de l'IMH permet d'étalonner facilement et rapidement tous les instruments.

Le débit est mesuré par un débitmètre électromagnétique. Les étalonnages montrent que la reproductibilité de l'instrument est de l'ordre de 0,07%.

La mesure de la chute (5 et 10 m) est effectuée par un seul capteur différentiel à jauges de contrainte, étalonné par un manomètre à mercure à lecture optique. La reproductibilité est meilleure que 0,1%.

Le système de mesure du couple est composé d'une butée hydrostatique à huile, sur laquelle repose la machine électrique, et de capteurs de force à jauges de contrainte. La reproductibilité vérifiée à l'aide de masses étalon est aussi meilleure que 0,1%. Le couple de frottement des paliers et des joints de la turbine est ajouté directement au couple principal par un système mécanique. Le rendement mesuré est donc le rendement interne  $\eta_i$ .

#### 5. Essais et résultats

Les essais ont été effectués sous deux chutes distinctes  $H = 5$  m et  $H = 10$  m.

##### 5.1. Essais sous $H = 10$ m

Quatre essais ont été exécutés sous la chute  $H = 10$  m. Les rugosités correspondantes des éléments du modèle sont données par le tableau 1.

Essai	Rugosités moyennes $R_a$ ( $\mu\text{m}$ )			
No	Bâche	Entretoise distributeur	Roue	Diffuseur
1	0,5	0,5	0,3	0,3
2	4	0,5	0,3	0,3
3	4	4	0,3	0,3
4	4	4	4	4

Tableau 1

Les résultats figurent sur le diagramme No 1 donnant le rendement interne  $\eta_i$  en fonction du chiffre de débit  $\phi_{1e}$  pour un chiffre d'énergie  $\psi_{1e}$  correspondant au rendement maximal.



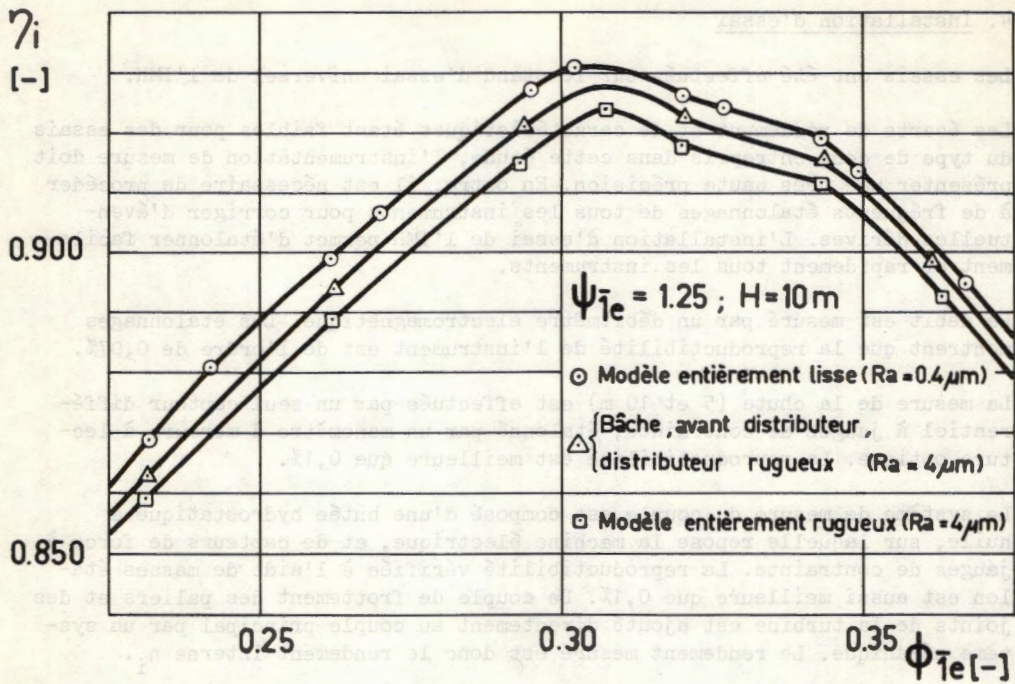


Diagramme 1

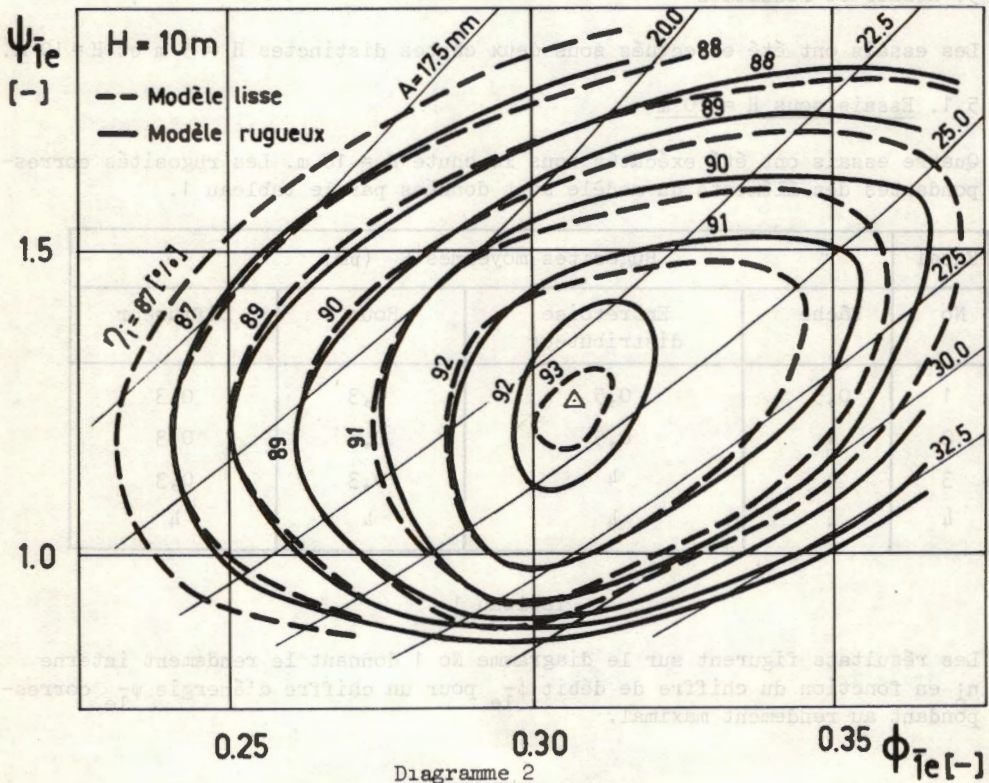


Diagramme 2



Les points représentent les rendements mesurés pour chaque ouverture du distributeur.

Le diagramme No 2 donne une partie de la colline ( $\eta_i$ ,  $\phi_{1e}$ ,  $\psi_{1e}$ ) pour les états lisse et rugueux.

### 5.2. Essais sous $H = 5$ m

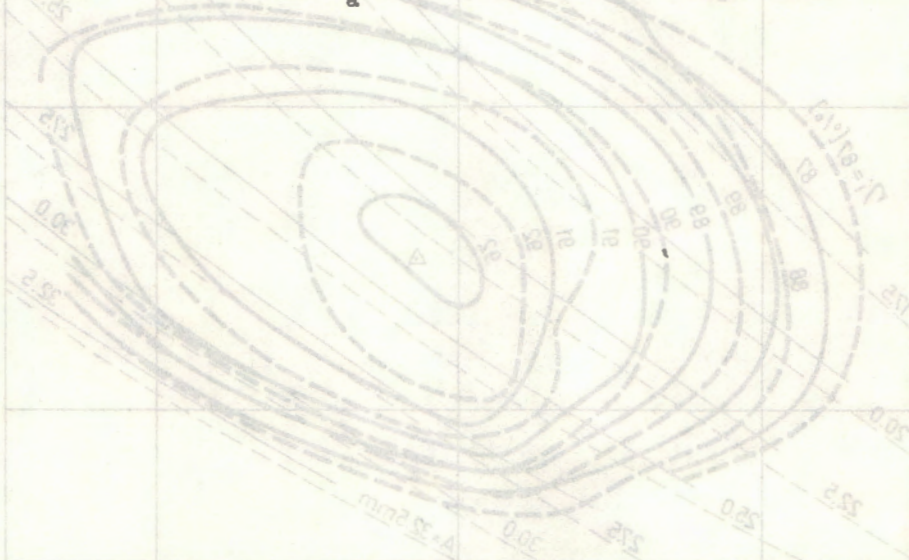
Le tableau 2 donne les rugosités des éléments du modèle pour les essais effectués avec la chute  $H = 5$  m.

Essai	Rugosités moyennes $R_a$ ( $\mu$ m)			
No	Bâche	Entretoise distributeur	Roue	Diffuseur
5	0,5	0,5	0,3	0,3
6	4	0,5	0,3	0,3
7	4	4	0,6	0,3
8	4	4	4	4

Tableau 2

Les résultats sont donnés par le diagramme No 3  $\eta_i = f(\psi_{1e})$  pour  $\psi_{1e} = \psi_{1e}$ , et le diagramme No 4  $\eta_i = f(\phi_{1e}, \psi_{1e})$ .

La rugosité des parties extérieures de la roue était identique pour tous les essais. Sa valeur était  $R_a = 5$   $\mu$ m pour le moyeu et la couronne.





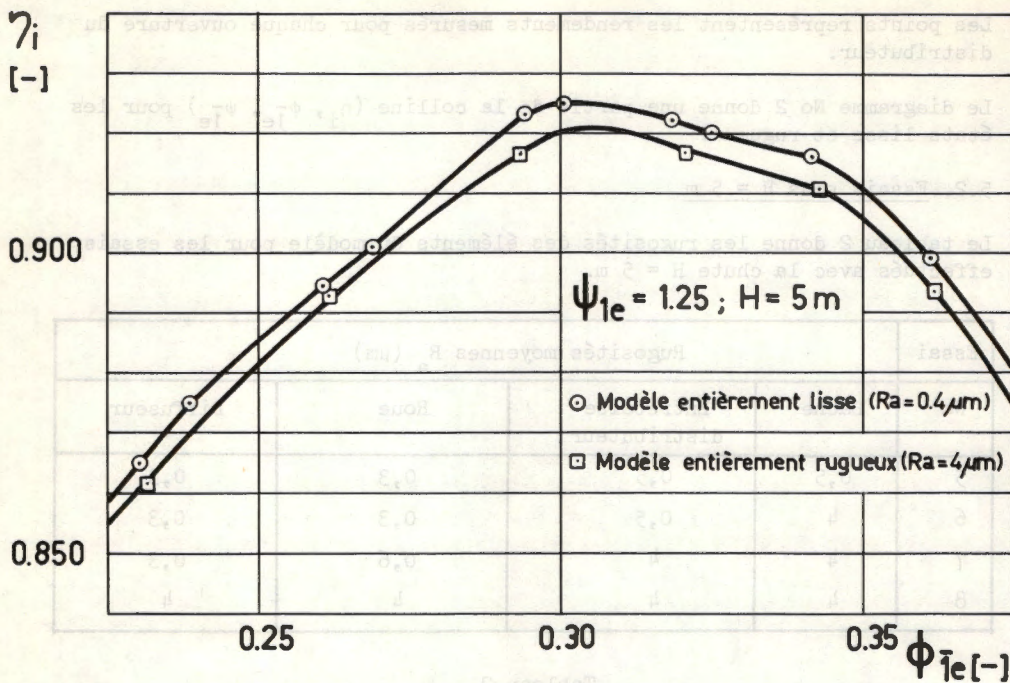


Diagramme 3

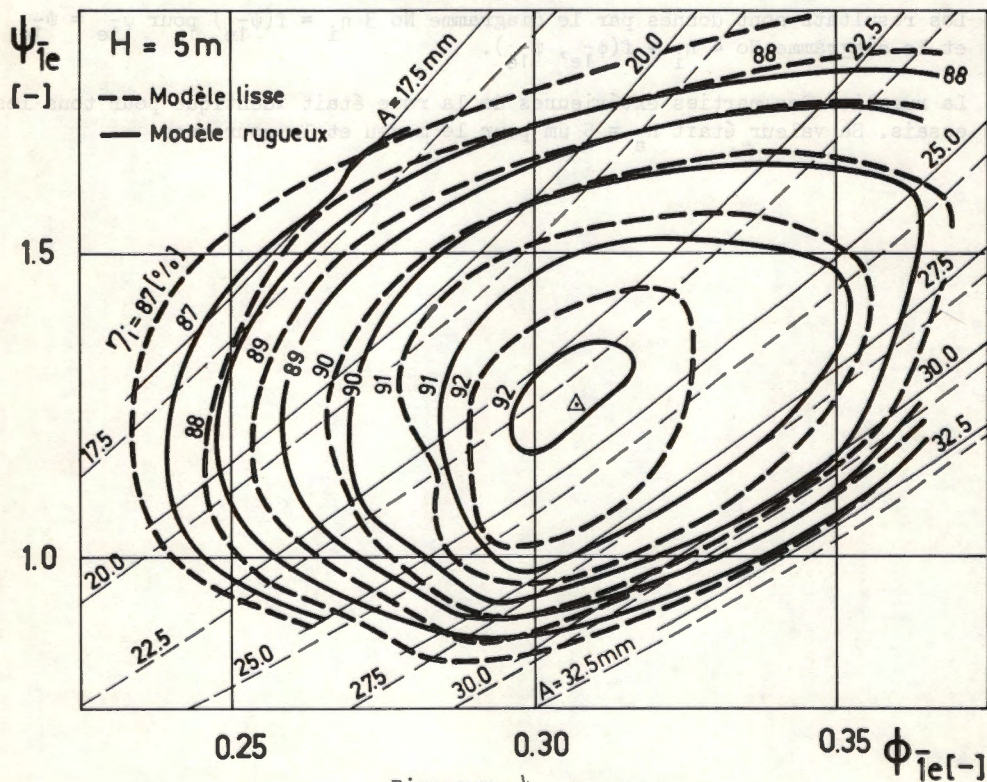


Diagramme 4



## 6. Discussion des résultats

Les essais avec modèle lisse (essai No 1) et rugueux (No 4) font apparaître pour la chute  $H = 10$  m des écarts de rendement de l'ordre de  $\Delta\eta_i = 0,008$  pour l'optimum et les forts débits, et  $\Delta\eta_i = 0,010$  pour les faibles débits.

Pour la chute  $H = 5$  m les écarts sont relativement constants en fonction du débit et sont de l'ordre de  $\Delta\eta_i = 0,005$ .

Les essais avec bêche seule rugueuse (essais No 2 et No 6) ne font pas apparaître d'écarts de rendement. Par contre, les essais avec bêche, avant-distributeur et distributeur rugueux (essais No 3 et No 7) montrent des écarts qui sont sensiblement égaux à la moitié de la différence de rendement mesurée avec modèle lisse et rugueux.

Un déplacement de la colline de rendement en  $\phi_{Te}$  et  $\psi_{Te}$  n'est pas décelable comme le montrent les diagrammes No 2 et No 4.

La comparaison de ces résultats avec ceux obtenus par FUKUDA (1), au cours d'une campagne de mesure très complète, implique une conversion des valeurs de rugosité  $k$ ,  $k_s$  et  $R_a$ . En effet, Fukuda a utilisé les valeurs  $k$  et  $k_s$  alors que nous avons préféré la grandeur  $R_a$  très utilisée aujourd'hui et assez facilement mesurable.

Le facteur d'équivalence dépend de la forme exacte du profil de l'état de surface. Le calcul du rapport  $R_a/k_s$  implique la connaissance des rapports  $R_{max}/R_a$  et  $R_{max}/k_s$ . Pour la rugosité au sable, on peut admettre que  $R_{max} = k$ . la valeur de  $R_{max}/k_s$  varie entre 2,56 et 5 suivant Schlichting (2.3), Fukuda et Grein (4).

D'après des mesures effectuées par Grein

$$\frac{R_{max}}{R_a} = 6$$

Le rapport  $R_a/k_s$  est donc compris dans la fourchette

$$\frac{R_a}{k_s} = 0,40 \pm 0,80.$$

Les valeurs de  $k_s$  utilisées dans nos essais sont:

$R_a$ $\mu m$	$k_s$ $\mu m$
0,4	0,5 ± 1
4	5 ± 10

Ces rugosités sont notablement plus faibles que les rugosités admissibles de Schlichting  $k_s = 100$  Z/C comme le montre le tableau 3 établi pour une viscosité cinématique  $Z = 1,05 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s.



	H = 10 m			H = 5 m
	C m/s	$k_s$ $\mu\text{m}$	$R_a$ $\mu\text{m}$	$R_a$ $\mu\text{m}$
Bâche	2,7	30	12+24	17+34
Avant-distributeur	3,0	33	13+26	18+36
Distributeur	7,4	14	6+11	8+16
Roue entrée	4,6	22	9+18	13+26
Roue sortie	7,2	14	6+11	8+16
Diffuseur entrée	3,8	26	10+20	14+28
Diffuseur sortie	1,0	100	40+80	57+114

Tableau 3

La rugosité admissible selon Schlichting est donc trop élevée. Les baisses de rendement constatées sont très supérieures à celles mesurées par Fukuda. Fay (5) est arrivé aux mêmes conclusions générales mais les valeurs qu'il indique, tableau 4, sont encore trop élevées.

Rugosité admissible  $R_a$  pour  $\Delta\eta_r = 0,002$  et  $\eta = 0,900$

Chute modèle	1	3	10	30	100
Rugosité admissible $R_a$ ( $\mu\text{m}$ ) (FRANCIS)	9	5	3	1,6	0,9

Tableau 4

La rugosité du modèle essayé ( $R_a = 4 \mu\text{m}$ ), entraîne des pertes de rendement mesurées très supérieures aux valeurs ci-dessus:

$$H = 10 \text{ m} \quad \Delta\eta_r = 0,008+0,010$$

$$H = 5 \text{ m} \quad \Delta\eta_r = 0,005$$

De telles différences ne sont pas acceptables étant donné la haute précision des mesures actuelles et les très grands intérêts économiques en jeu.

## 7. Conclusions

Les résultats des essais entrepris lors de la présente étude montrent que les valeurs des rugosités admissibles, pour les modèles de turbines FRANCIS, indiquées par Schlichting, Fukuda, Fay sont trop élevées.



Le distributeur et la roue doivent être exécutés avec des rugosités plus faibles. Les états de surface obtenus actuellement avec les modèles en résine synthétique armée sont facilement de l'ordre de  $R_a = 1 \mu m$ , valeur qui nous paraît suffisante pour les chutes d'essais courantes (5+30 m).

Ces conclusions nouvelles sont dues, d'une part à l'augmentation du rendement des modèles modernes (augmentation relative des pertes par frottement) et d'autre part à l'amélioration des techniques et de la précision des mesures.

- (3) SCHLICHTING H.: Grenzschicht-Theorie, G. Braun, Karlsruhe
- (4) GREEN H.: Some considerations on the surface roughness of wetted components of large hydraulic machines, *Escher Wyss News* 1975/1
- (5) FAY A.: Admissible roughness values of model hydraulic turbines, *Hydrotopos* 1976
- (6) OSTERWALDEN J.: Analyse des sources de pertes pour les turbines Francis et Kaplan et de quelques moyens pour les éliminer, *Bulletin Escher Wyss* 3/1984
- (7) HUTTON S.P., FAY A.: Analysis of efficiency scaling-up for hydraulic machines, *Water Power* No 6-7, 1974
- (8) GUSTAVSSON G.: Experimental studies on models of pump turbines concerning the influence of Reynolds number upon performance characteristics, *Symp. I.A.H.R. 1976, Stockholm*
- (9) OSTERWALDEN J.: Considerations on the cavitation behaviour of hydraulic turbo machines, *6th I.A.H.R.-Congress, Rome 1972, Pap. I-1*
- (10) LEVIN L.: Etude hydraulique de huit revêtements intérieurs de condenseurs forcés, *La Houille Blanche* No 4, 1972
- (11) BOVET Th. et HENRY P.: Le nouveau stand d'essai universel pour machines hydrauliques à réaction, *Publication No 6 IMH*
- (12) Norme VEM 58300



## 8. Bibliographie

- (1) FUKUDA H.: The effects of runner surface roughness on the performance of a Francis turbine, Bull. JSME. Vol. 7. 1964
- (2) SCHLICHTING H.: Experimentelle Untersuchungen zum Rauheitsproblem. Ing. Archiv 7/1936
- (3) SCHLICHTING H.: Grenzschicht-Theorie. G. Braun, Karlsruhe
- (4) GREIN H.: Some considerations on the surface roughness of wetted components of large hydraulic machines, Escher Wyss News 1975/1
- (5) FAY A.: Admissible roughness values of model hydraulic turbines. Hydroturbo 1976
- (6) OSTERWALDER J.: Analyse des sources de pertes pour les turbines Francis et Kaplan et de quelques moyens pour les diminuer. Bulletin Escher Wyss 3/1964
- (7) HUTTON S.P., FAY A.: Analysis of efficiency scaling-up for hydraulic machines, Water Power No 6-7, 1974
- (8) GUSTAVSSON G.: Experimental studies on models of pump turbines concerning the influence of Reynolds number upon performance characteristics. Symp. I.A.H.R. 1970, Stockholm
- (9) OSTERWALDER J.: Considerations on the revalorization behaviour of hydraulic turbo machines. 6th I.A.H.R.-Congress, Rome 1972, Pap. I-1.
- (10) LEVIN L.: Etude hydraulique de huit revêtements intérieurs de conduites forcées. La Houille Blanche No 4, 1972
- (11) BOVET Th. et HENRY P.: Le nouveau stand d'essai universel pour machines hydrauliques à réaction. Publication No 6 IMH
- (12) Norme VSM 58300